

2. Вперше отримана регресійна модель зносу торця ролика циліндричного підшипника, що має особливість сприймати осьові навантаження.
3. Встановлено, що на знос спряження «торець ролика – борт кільця» найбільший вплив чинить режим експлуатації (швидкість обертання  $v_2=14,75$  і осьове навантаження  $v_1=8,5$ ), а підвищення концентрації добавки «КОМБАТ» в мастилі ЛЗ-ЦНИИ зменшує знос торців роликів ( $v_3= - 6,75$ ).
4. Для дослідного діапазону швидкості обертання підшипника і тиску у торцевому контакті, що характерний для найбільш навантажених підшипникових вузлів колісних пар вантажних вагонів, визначена гранична величина концентрації добавки «КОМБАТ» у мастилі ЛЗ-ЦНИИ, яка ефективно зменшує знос спряження «торець ролика – борт кільця» циліндричного роликопідшипника типу 2726.

**Список літератури:** 1. *А.В. Гайдамака*. и др. Про завдання забезпечення зносостійкості циліндричних роликопідшипників, що мають особливість сприймати осьове навантаження. // Вестник НТУ «ХПИ» - 2007. - №4. - С.42-48. 2. *А.В. Гайдамака, В.В. Немчик, А.Г. Кравцов* Результати першого етапу вибору антифрикційних добавок до пластичного мастила циліндричних роликопідшипників важких режимів експлуатації. – Вестник НТУ «ХПИ» №2, 2009., 50с. 3. *Войтов В.А.* Реологічні дослідження мікроструктур них змін захисного покриття, яке утворене за допомогою трибологічної відновлювальної суміші «КОМБАТ» // Проблеми трибології. – 2008. - №1. – С.34-38. 4. *Евдокимов Ю.А.* Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. /–М.: Наука, - 1980. -228 с. 5. *Справочник по триботехнике* в 3 т. / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе.– М.: Машиностроение., Т.1. Теоретические основы. - 1989. - 400с. 6. *Хрущов М.М.* Определение износа деталей машин методом искусственных баз. / М.Хрущов, Е.Беркович – М: Высш. шк. - 1959. – 284с. 7. *Болашев Л.А., Смирнов Н.В.* Таблицы математической статистики. –М.: Наука, 1965. –474с.

*Поступила в редколлегию 14.09.2010*

УДК 621.822.5

**А.С. СТОЛБОВОЙ**, канд. техн. наук, проф.;  
**Ю.Д. МУЗИКІН**, канд. техн. наук, проф., НТУ «ХПІ», м. Харків

## **ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ВИСОКОШВИДКІСНИХ УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ**

Викладено результати експериментальних досліджень двох варіантів високошвидкісних упорних підшипників ковзання. Показано шляхи підвищення їхньої працездатності.

Results of experimental researches of two variants of high-speed persistent bearings of sliding are stated. Ways of increase of their serviceability are shown.

Рішення проблеми підвищення надійності сучасних високошвидкісних машин для енергетики і транспорту в значній мірі залежить від надійності роботи їхніх опорних вузлів. Схема опорної поверхні несамоустановлюваль-

ного під'ятника газової турбіни, що працює з плоскою п'ятою, яка обертається з частотою  $15000 - 25000 \text{ хв.}^{-1}$  у напрямку, що зазначено стрілкою, показана на рис. 1. Подача рідини, що змащує, здійснюється через центральну камеру і частково закриті канали, що розділяють опорну поверхню на  $z$  сегментів.

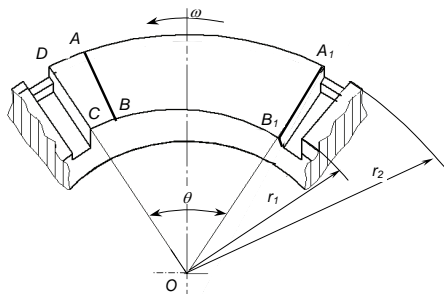


Рис. 1. Схема опорної поверхні під'ятника

Розглянутий серійний варіант I має опорну поверхню з конфузормим ухилом від вхідної крайки  $A_1B_1$  в напрямку руху п'яти і плоску ділянку  $ABCD$ , яка рівнобіжна площини п'яти, що сприймає навантаження в процесі пуску і зупинки машини. Надійність роботи розглянутих підшипників визначається мінімальною товщиною мастильного шару  $h_0$ , що розділяє поверхні тертя по вихідній крайці  $CD$ , максимальним тиском і температурою робочої зони. Температура, у свою чергу, залежить від утрат на тертя і витрат рідини, що змащує. Гідродинамічний розрахунок високошвидкісних упорних підшипників, який засновано на рішеннях рівнянь Рейнольдса з урахуванням інерції змащувального мастила приведено у роботі [ 1 ].

Одним із засобів підвищення несучої здатності і зниження коефіцієнта тертя розглянутих підшипників є зміна форми робочих поверхонь таким чином, щоб створити масляний клин в коловому і радіальному напрямках [2]. Схема опорної поверхні розглянутого під'ятника ( варіант II ) приведена на рис. 2.

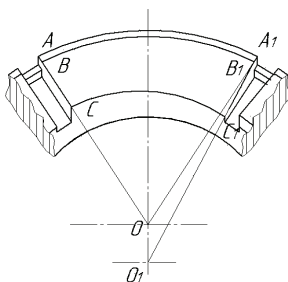


Рис. 2. Схема опорної поверхні під'ятника с ухилами в коловому і радіальному напрямках

Робоча поверхня у варіанті II має конфузорні ухили  $C_1C$  у напрямку руху п'яти й  $C_1B_1$  у радіальному напрямку від входу  $C_1$  на внутрішньому радіусі підп'ятника. Вихідна крайка  $CA$  і плоска ділянка, що сприймає навантаження в процесі пуску і зупинки, рівнобіжні площини п'яти і віддалені на відстань  $h_0$ .

Ухили конфузорних ділянок визначаються параметром  $\alpha = \Delta h / h_0$ , де  $\Delta h = h_{\max} - h_0$  – максимальний ухил робочої поверхні. Максимум мастильного шару  $h_{\max}$  розташовується у місці  $A_1$  при виготовленні за варіантом I і у місці  $C_1$  у варіанті II.

Теоретичні й експериментальні дослідження показують, що максимальна несуча здатність для варіанта I буде при  $\alpha = \Delta h / h_0$ , а мінімуму коефіцієнта тертя відповідають  $\alpha \approx 3$ . В другому варіанті оптимальні значення робочих характеристик визначаються відношенням  $\alpha \approx 4...4,5$ . Теоретичні дослідження розглянутих підшипників показали, що інерційні ефекти в мастильному шарі виявляються при центральних кутах упорних сегментів  $\theta = 30...60^\circ$ , великих кутових швидкостях п'яти  $\omega$  і малої кінематичної в'язкості олії  $\nu$ . Останні параметри об'єднуються у характеристичний комплекс – число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot h_0^2}{\nu}.$$

На рис. 3 приведено результати теоретичних і експериментальних досліджень упорного підшипника газової турбіни, що має 6 опорних сегментів з центральними кутами  $\theta = 50^\circ$ . Внутрішній і зовнішній радіуси складали:  $r_1 = 30,5 \text{ мм}$  і  $r_2 = 50 \text{ мм}$ . Для змащення була використана мінеральна олія “Турбінне 22”. Безрозмірний коефіцієнт несучої здатності визначався за результатами вимірів у вигляді

$$\phi_p = \frac{F_a \cdot h_0^2}{\mu \cdot \omega \cdot r_1^4 \cdot \theta z},$$

де  $F_a$  – осьове навантаження,  $\mu$  – динамічна в'язкість олії,  $z$  – число упорних сегментів.

Експериментальні залежності несучої здатності  $\phi_p$  від числа Рейнольдса  $Re$  отримані при обробці результатів вимірів за методом найменших квадратів для мінімальних розмірів мастильного шару  $h_0 = 35 \pm 3 \text{ мкм}$  (прямі 1 і 5) і  $h_0 = 45 \pm 3 \text{ мкм}$  (прямі 3 і 7). Для порівняння пунктирними лініями наведено теоретичні залежності. Прямі 2 і 6 відповідають  $h_0 = 35 \text{ мкм}$ , а прямі 4 і 8 –  $h_0 = 45 \text{ мкм}$ . Графіки 1 – 4 належать серійному варіанту I, а 5 – 8 – до варіанта II з кутовими ухилами в обох напрямках.

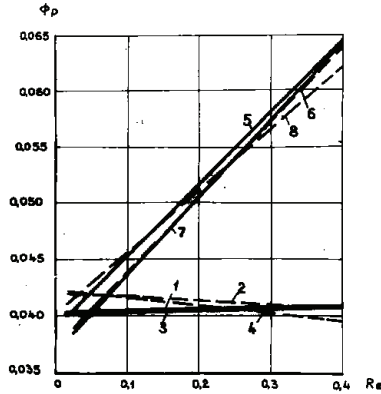


Рис. 3. Результати теоретичних і експериментальних досліджень упорного підшипника газової турбіни.

Аналіз результатів експериментального дослідження показує, що вплив інерції рідини, що змащує, на робочі характеристики гідродинамічних підп'ятників залежить від форми робочих поверхонь упорних сегментів і числа Рейнольдса.

Найбільший вплив інерції змащувальної речовини на характеристики опор виявляється для підп'ятника II, який має конфузорні ухили в окружному і радіальному напрямках. Несуча здатність досліджуваних опор типу I і II при малих значеннях чисел Рейнольдса приблизно рівна. Зі збільшенням параметра  $Re = \omega h_0^2 / \nu$  несуча здатність підп'ятника I майже не змінюється, а у варіанті II зростає. При значеннях  $Re = 0,35 - 0,4$  підвищення несучої здатності складає приблизно 50%.

Експериментально також було встановлено, що втрати потужності від тертя незначно змінюються від зміни форми робочих поверхонь.

Нагрівання мастила на ділянках між входною і вихідною крайками опорних сегментів при великих значеннях чисел  $Re$  у підп'ятника II нижче, що пояснюється підвищеною несучою здатністю і збільшенням середньої витрати мастила, що проходить через сегмент. Ця перевага може виявлятися тільки при вільному проході значної кількості охолоджувальної олії через розкритий канал поміж сегментів.

При прокачуванні охолоджуючого мастила через канали, які обмежено перемичками, які розташовано наприкінці каналів, значний вплив на нагрівання підшипника в цілому оказує зниження витрат олії через зовнішню крайку у варіанті II внаслідок запирання потоку. Ці витрати визначаються характеристикою насоса, тиском у системі змащення і розмірами перемички, що закриває канал. Регулюючи розміри зазору на виході з каналу і збільшуючи прокачування олії через канал, можна досягти приблизно рівного нагрівання підп'ятників типу I і II.

Отримані експериментально залежності несучої здатності упорного підшипника підтверджують правильність прийнятої [1,2] наближеної теорії розрахунку високошвидкісних упорних підшипників з урахуванням інерції змащувальної рідини, у залежності від форм робочих поверхонь опорних по-  
душок.

**Список литературы:** 1. Гапонов В.С., Столбовой А.С., Музыкин Ю.Д., Свиргун О.А. Расчет высокоскоростных упорных гидродинамических подшипников скольжения. Вісник ХНТУСГ, вип. 68.–Харків: ХНТУСГ, 2008.– С. 253 – 257. 2. Столбовой А.С. Расчет высокоскоростных гидродинамических упорных подшипников скольжения с окружными и радиальными уклонами рабочих поверхностей. Межвуз. темат. сборник научных трудов “Исследование гидростатических опор и уплотнений двигателей летательных аппаратов”.– Харьков: ХАИ, 1987. – С. 49 – 54.

*Поступила в редколлегию 14.09.2010*

УДК 621.822.6

**А. В. ГАЙДАМАКА**, канд. техн. наук, проф.;  
**В. Ю. АЛЕФИРЕНКО**, асп., НТУ «ХПИ», г. Харьков;  
**М. В. ПАВЛЮЧЕНКОВ**, асп., УкрДАЗТ, г. Харьков

### **ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ЗОН КОНТАКТА РОЛИКОВ С ПЕРЕМЫЧКАМИ СЕПАРАТОРА НА ЕГО СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ С БАЗИРУЮЩИМ КОЛЬЦОМ ПОДШИПНИКА**

У статті розроблена методика порівняльного аналізу напружено – деформованого стану полімерних сепараторів для вивчення впливу несиметричного і симетричного характеру навантаження з боку роликів і сформульовані пропозиції по вдосконаленню конструкції сепаратора.

In the article the method of comparative analysis is developed tensely – the deformed state of polymeric separators for the study of influencing of asymmetrical and symmetric character of loading from the side of rollers and formulated suggestion on the improvement of construction of separator.

**Постановка проблемы и анализ исследований.** Кинематика подшипников качения тяжелых режимов нагружения ( $F_r \geq 0,15 C_r$ ;  $F_r \leq F_a$ ;  $d \cdot n \leq 3 \cdot 10^5$  мм·мин<sup>-1</sup>) [1], к которым относятся цилиндрические роликоподшипники букс колесных пар вагонов, согласно исследованиям [2–4], подчиняется определенным закономерностям. На входе в зону нагружения подшипника одна перемычка воспринимает усилия от ролика, который сопротивляется входу в эту зону; на выходе из зоны нагружения другая перемычка воспринимает усилие от ролика, покидающего эту зону. В совокупности усилия на перемычки, расположенные по краям зоны нагружения создают результирующую силу, которая прижимает сепаратор к базированному кольцу подшипника. Перекосы роликов в цилиндрических роликоподшипниках букс вагонов [5] в процессе эксплуатации приводят к неопределенности зоны контакта с перемычками, о чем свидетельствуют характерные натирания на их рабочих поверхностях [6]. В результате величины износа колец сепаратора (и соответственно